

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-26326

(43)公開日 平成5年(1993)2月2日

(51)Int.Cl.⁵
F 16 H 47/08

識別記号 庁内整理番号
C 8917-3J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数8(全9頁)

(21)出願番号 特願平3-267446
(22)出願日 平成3年(1991)10月16日
(31)優先権主張番号 特願平3-58310
(32)優先日 平3(1991)2月28日
(33)優先権主張国 日本 (JP)

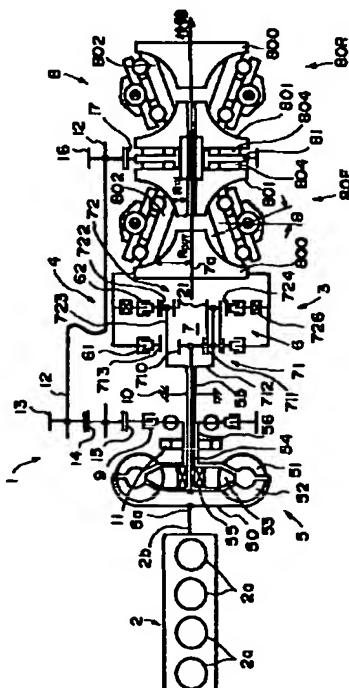
(71)出願人 000003137
マツダ株式会社
広島県安芸郡府中町新地3番1号
(72)発明者 江崎 誠司
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内
(72)発明者 上田 和彦
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内
(72)発明者 佐渡 修
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内
(74)代理人 弁理士 柳田 征史 (外1名)
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車両の動力伝達装置

(57)【要約】 (修正有)

【目的】 装置の径寸法を小さくする。

【構成】 エンジン出力を後輪へ伝達する動力伝達装置1は、その動力伝達経路として第1、第2の経路3、4と有し、第1の経路3には、トルクコンバータ5と前後進切換装置6と減速装置7とが配設され、第2の経路4には無段変速機8が配設される。減速装置7を構成する前段遊星歯車機構71は後退用、後段遊星歯車機構72は前進用とされる。無段変速機8は2つのトロイダル型変速機80F、80Rで構成される。各要素の配列は、エンジン2から後輪へ向けて順にトルクコンバータ5、経路切換クラッチ9、遊星歯車機構71、72、トロイダル型変速機80F、80Rとされ、同一軸線上に配置される。動力伝達装置1は、発進時には第1の経路3が設定され、中速高速時の定速走行では第2の経路4が設定される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン出力を駆動輪へ伝達する駆動系が、運転状態に応じて切換えられる第1および第2の動力伝達経路を有し、前記第1の動力伝達経路にトルクコンバータと減速装置とが配設され、前記第2の動力伝達経路に無段変速機が配設されてなる車両の動力伝達装置において、

前記無段変速機が、出力軸に固定された出力ディスクと、出力軸に対して軸方向に偏位可能とされた入力ディスクと、これら出力ディスクと入力ディスクとの間に配設された摺動ローラとを備え、該摺動ローラの傾転角を制御することによって変速比が可変とされるトロイダル型変速機により構成されてなることを特徴とする車両の動力伝達装置。

【請求項2】 前記減速装置が遊星歯車機構により構成されることを特徴とする請求項1記載の車両の動力伝達装置。

【請求項3】 前記トロイダル型変速機と前記遊星歯車機構とが、前記トルクコンバータと同一の軸線上に配設されて、前記トロイダル型変速機の出力軸と前記遊星歯車機構の出力軸とが共通軸とされてなることを特徴とする請求項2記載の車両の動力伝達装置。

【請求項4】 前記トロイダル型変速機と前記遊星歯車機構とが、エンジン本体から駆動輪に向けて、遊星歯車機構、トロイダル型変速機の順に配設されてなることを特徴とする請求項3記載の車両の動力伝達装置。

【請求項5】 前記トロイダル型変速機が2つ設けられ、これら2つのトロイダル型変速機が軸方向に並置されてなることを特徴とする請求項3記載の車両の動力伝達装置。

【請求項6】 前記第2の動力伝達経路が、前記遊星歯車機構の軸線に対して平行に延びるバイパスシャフトを有し、該バイパスシャフトは、その一端が第1の歯車列を介して前記トルクコンバータの入力要素に結合され、他端が第2の歯車列を介して前記トロイダル型変速機の入力ディスクに結合されてなることを特徴とする請求項4記載の車両の動力伝達装置。

【請求項7】 前記遊星歯車機構と前記トロイダル型変速機とが隣接して配置されてなることを特徴とする請求項4記載の車両の動力伝達装置。

【請求項8】 前記トロイダル型変速機が2つ設けられ、これら2つのトロイダル型変速機が軸方向に並置され、前記第2の動力伝達経路が、前記遊星歯車機構の軸線に対して並行に延びるバイパスシャフトを有し、該バイパスシャフトは、その一端が第1の歯車列を介して前記トルクコンバータの入力要素に結合され、他端が第2の歯車列を介して前記トロイダル型変速機の入力ディスクに結合されてなることを特徴とする請求項7記載の車両の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は車両の動力伝達装置に関する、特に、エンジン出力をトルクコンバータ、減速装置を介して駆動輪へ伝達する第1の動力伝達経路と、エンジン出力を無段変速機を介して駆動輪へ伝達する第2の動力伝達経路とを有し、運転状態に応じてこれら動力伝達経路を切換えるようにした車両の動力伝達装置に関する。

【0002】

10 【従来の技術】 車両の動力伝達装置として、特開平2-24044号公報に開示されているように、減速装置を備えた第1の動力伝達経路と、無段変速機を備えた第2の動力伝達経路とを有し、運転状態に応じて、これら第1の動力伝達経路と第2の動力伝達経路とを切り換えるようにしたもののが知られている。

【0003】 このような構成によれば、第1の動力伝達経路が設定されたときには、トルクコンバータのトルク増大機能を活用して、例えば発進加速を向上することが可能となる。一方、第2の動力伝達経路が設定されたときには、無段変速機の下で、変速ショックを生じることなく運転状態に応じた適正な変速比を設定することが可能となる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、従来の動力伝達装置にあっては、無段変速機としてVベルト式の無段変速機が採用されていた。ここに、Vベルト式無段変速機は、入力軸に取り付けられた駆動アーリと、出力軸に取り付けられた從動アーリとの間に、Vベルトが繋ぎされ、油圧アクチュエータによって、上記両アーリの溝間隔すなわちVベルトの幅方向間隔を変更することにより変速比が変更されるようになっている。

【0005】 したがって、このVベルト式無段変速機を採用したときには、その入力軸と出力軸とが並行に配置される関係上、どうしても装置の径寸法が大きくなるという問題があり、この問題は、エンジンを車両の前部に配置して後輪を駆動する、いわゆるFR型車両にあっては、車室のフロアパネルに設けられるトンネル部を車室内方に向けて大きく膨出させなければならない等の理由から、特に問題視されることになる。

40 【0006】 本発明は、このような課題に鑑み、径寸法を小さくすることができる車両の動力伝達装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】 本発明による車両の動力伝達装置は、エンジン出力を駆動輪へ伝達する駆動系が、運転状態に応じて切換えられる2つの動力伝達経路を有し、第1の動力伝達経路にトルクコンバータと減速装置とが配設され、第2の動力伝達経路に無段変速機が配設された車両の動力伝達装置において、前記無段変速機が、出力軸に固定された出力ディスクと、出力軸に対

50 機が、出力軸に固定された出力ディスクと、出力軸に対

して軸方向に変位可能とされた入力ディスクと、これら出力ディスクと入力ディスクとの間に配設された摺動ローラとを備え、該摺動ローラの傾転角を制御することによって変速比が可変とされるトロイダル型変速機により構成されてなることを特徴とする。

【0008】前記減速装置は遊星歯車機構によって構成するのが良く、その場合、該遊星歯車機構と前記トロイダル型変速機とを前記トルクコンバータと同一軸線上に配設するのが良い。

【0009】

【作用および効果】本発明によれば、トルクコンバータを備えた第1の動力伝達経路と、無段変速機を備えた第2の動力伝達経路とを有する車両動力伝達装置において、上記無段変速機としてトロイダル型変速機を採用したため、Vベルト式無段変速機を採用したものに比較して、装置の径寸法を小さくできるから、特に、FR型車両に好適な動力伝達装置とすることができる。

【0010】また、減速装置として遊星歯車機構を採用した場合、径寸法を大きくすることなく、大きな減速比を得られるのみでなく、前後進切換装置と一体となった減速装置を構成することが容易となる。

【0011】また、トロイダル型変速機と遊星歯車機構とをトルクコンバータと同一軸線上に配置することにより、装置の径寸法をさらに小さくすることが可能になる。

【0012】

【実施例】以下、本発明による車両の動力伝達装置の実施例を図面に基づいて説明する。

【0013】図1は車両に搭載された動力伝達装置1における動力伝達経路を概念的に示すブロック図である。この車両は、エンジン2を車両の前部に縦置きに搭載し、その出力が動力伝達装置1を介して後輪に伝達されるように構成されたいわゆるFR車である。

【0014】動力伝達装置1は、2つの動力伝達経路3、4を有し、第1の経路3は、トルクコンバータ5と、前進と後進とを切換える前後進切換装置6と、減速装置7とから概略構成されている。第2の経路4には、経路切換クラッチ9と無段変速機8とが配設されている。

【0015】上記第1の経路3と第2の経路4とは、経路切換クラッチ9によって、運転状態に応じて択一的に切換えが行なわれ、このクラッチ9が解放されたときには、第1の経路3が選択されて、エンジン出力は、トルクコンバータ5および減速装置7を通って後輪へ伝達される。一方、上記経路切換クラッチ9が締結されたときには、第2の経路4が選択されて、エンジン出力は無段変速機8を通って後輪へ伝達されるように構成されている。

【0016】図2は、本発明による車両の動力伝達装置の第1の実施例を示すスケルトン図である。

【0017】車体前部に搭載されたエンジン2は、4つの気筒2aを直列に配した直列4気筒エンジンであり、その出力軸2bは車体後方に向けて導出されて、動力伝達装置1を介して後輪に伝達されるようになっている。

【0018】まず、第1の経路3について説明すると、エンジン2から後輪に向けて、トルクコンバータ5と減速装置7とが直列に配置されている。

【0019】トルクコンバータ5は、同軸上に配置された入力軸5aと出力軸(ターピンシャフト)5bとを有し、

10 入力軸5aは前記エンジン出力軸2bと結合され、ターピンシャフト5bは減速装置7に連結されている。

【0020】トルクコンバータ5の入力軸5aにはポンプカバー50が一体的に設けられ、このポンプカバー50の内部に、作動流体としての油液が充満されている。また、ポンプカバー50には、その内部に、ポンプインペラ51、ターピンライナ52、ステータ53が配置されている。

【0021】ポンプインペラ51はポンプカバー50と一体とされ、このポンプインペラ51に対向して上記ターピンライナ52が配設されている。またポンプインペラ51とターピンライナ52との間にはステータ53が配設されて、前記ターピンシャフト5bはターピンライナ52に結合されている。このようなトルクコンバータ5は、従来から既知であるので、これ以上の説明は省略する。

【0022】なお、上記ステータ53は、ターピンシャフト5bと同軸に配設された第1の中空シャフト54に対してワンウェイクラッチ55を介して取付けられ、この第1の中空シャフト54はケーシング10と一体とされている。

【0023】また、11はオイルポンプで、このオイルポンプ11は、ターピンシャフト5bと同軸に配設された第2の中空シャフト56の後端に設けられ、この第2の中空シャフト56はその前端がポンプインペラ51に対して一体とされている。すなわち、オイルポンプ11は、ポンプカバー50、ポンプインペラ51、第2の中空シャフト56を介して、エンジン出力軸2bに直結されている。

【0024】減速装置7は、ターピンシャフト5bと同軸上に直列に配置された2つの遊星歯車機構71と72によって構成され、前段に位置する遊星歯車機構71が後退用とされ、後段に位置する遊星歯車機構72が前進用とされている。

【0025】後退用歯車機構71はシングルピニオン式とされており、サンギヤ710がターピンシャフト5bに結合され、ピニオン711を支持するキャリヤ712が上記第1の中空シャフト54に結合され(ケーシング10に固定)、リングギヤ713がリバースクラッチ61を介して出力軸7aに連結されて、この出力軸7aは上記ターピンシャフト5bと同一の軸線上に配置されている。

【0026】前進用歯車機構72はダブルピニオン式とされ、インナピニオン721が後退用歯車機構71のピニオン711と一緒にされ、後退用サンギヤ710がこの前進用サンギヤに共用されている。また、インナピニオン721と

アウタビニオン722とを固定支持するキャリヤ723は、後退用キャリヤ712と一体化されて、前述したように、第1の中空シャフト54を介してケーシング10に固定されている。そして、この前進用歯車機構72を構成するリングギヤ724はフォワードクラッチ62及びワンウェイクラッチ726を介して出力軸7aに連結されている。なお、このワンウェイクラッチ726の作用については後に詳細に説明する。

【0027】リバースクラッチ61とフォワードクラッチ62とは、前述した前後切換装置6を構成するものであり、それぞれ油圧装置(図示せず)によって制御されて締結または解放される摩擦締結要素を備えており、リバースクラッチ61が締結されたときには、タービンシャフト5bからの入力が、後退用歯車機構71を介して、出力軸7aに伝達されて後輪が駆動(後退動)される。

【0028】一方、フォワードクラッチ62が締結されたときには、タービンシャフト5bからの入力が、前進用歯車機構72を介して、出力軸7aに伝達された後輪が駆動(前進動)される。

【0029】次に第2の経路4について説明すると、無段変速機8は減速装置7の後段に隣接して配設されている。そして、この無段変速機8は2つのトロイダル型変速機80Fと80Rとによって構成され、これら2つのトロイダル型変速機80F、80Rは前記出力軸7aと同軸に直列に配置されている。

【0030】ここに、前側に位置する前トロイダル型変速機80Fと、後側に位置する後トロイダル型変速機80Rとは、同一容量とされ、またその構成についても同一とされている。したがって、トロイダル型変速機80F、80Rの説明は、前トロイダル型変速機80Fを代表して説明することとし、後トロイダル型変速機80Rについては、同一の要素には同一の参照番号を付すことによりその説明を省略する。

【0031】トロイダル型変速機80Fは、軸方向に所定の間隔をおいて配置された2つのディスク800、801と、これらディスク800と801との間に配設されて、ディスク800、801と摺接するローラ802とによって構成されている。

【0032】上記2つのディスク800、801のうち、一方のディスク800は前記出力軸7aに固定された固定ディスク(出力ディスク)とされ、他方のディスク801は前記出力軸7aに対して相対回転が可能とされ且つ軸方向に変位可能とされた可動ディスクとされて、後述するように、この可動ディスク801側から入力されるようになっている。

【0033】ローラ802は、図示しない油圧機構により、傾転角θが変更されて、トロイダル型変速機80Fはその変速比が変更される。すなわち、ローラ802が入力ディスク801と摺接する半径R_{IN}と、出力ディスク800と摺接するR_{OUT}との比によって変速比が決定されるよ

うになっている。

【0034】前トロイダル型変速機80Fと後トロイダル型変速機80Rとは、両入力ディスク801、801を内側にして、両出力ディスク800、800を外側にして配置されている。そして、上記2つの入力ディスク801、801の間には、これら入力ディスク801、801に対して相対回転自在とされた中間ディスク81が配設され、この中間ディスク81と入力ディスク801、801との間には、それぞれカム804が介装されて、入力トルクの大きさに応じて、入力トルクが大きくなる程、両入力ディスク801、801に対する押付力が増大するようになっている。

【0035】上述のような構成を有するトロイダル型変速機80F、80Rに対する入力は、前記第1の経路3に対して並列に配置されたバイパスシャフト12を介して行なわれる。すなわち、バイパスシャフト12は、タービンシャフト5bあるいは減速装置7の出力軸7aに対して並列に配置され、バイパスシャフト12の前端(図2の向かって左端)には、第1ギヤ13が一体的に設けられ、この第1ギヤ13は、アイドルギヤ14を介して、第2ギヤ15に連係されて、この第2ギヤ15は前記経路切換クラッチ9を介して第2の中空シャフト56に連結されている。すなわち、バイパスシャフト12は、その前端がトルクコンバータ5の入力要素であるポンアインペラ51に連係されている。

【0036】一方、バイパスシャフト12の後端(図2の向かって右端)には第3ギヤ16が一体的に設けられ、この第3ギヤ16は、前記中間ディスク81と一体とされた第4ギヤ17に噛合されている。

【0037】上記の各クラッチ9、61、62は、図示しない油圧回路によって、運転状態に応じて、その締結あるいは開放が行なわれる。これら各クラッチ9等の締結・開放と運転状態との関係を、以下に説明する。

【0038】後退

リバースクラッチ61が締結状態とされ、フォワードクラッチ62が開放状態とされ、経路切換クラッチ9が開放状態とされる。すなわち、後退のときには、第1の経路3が設定され、後退用歯車機構71のキャリア712は固定されているから、サンギヤ710から入力され、減速かつ逆回転でリングギヤ713に出力され、エンジン2の出力が後輪へ伝達される。

【0039】ニュートラル(N)

全てのクラッチ9、61、62が開放される。

【0040】前進

(1) 発進から低速運転

フォワードクラッチ62が締結状態とされ、リバースクラッチ61が開放状態とされる。また、経路切換クラッチ9は開放状態とされる。従って、第1の経路3がエンジン2の出力を後輪へ伝達し得る状態にある。そして後退用歯車機構71のサンギヤ710から入力され、減速かつ正回転で前進用歯車機構72のリングギヤ724から出力され

る。

【0041】ここで、リングギヤ724と出力軸7aとの間に介装されているワンウェイクラッチ726は、エンジン側の回転数が後輪側の回転数よりも大きいときに、ロックされるようになっている。このため、発進時のようにエンジン側の回転数が後輪側の回転数よりも大きいときには、第1の経路3を経てエンジン出力が後輪へ伝達されることになる。つまり、発進時にはトルクコンバータ5のトルク増大が活用されることになる。

【0042】なお、上記経路切換クラッチ9は、アクセルペダルの踏み込みが行なわれていないときに、その締結を行なうと、エンジンブレーキを作用させることができる。

【0043】(2) 中速から高速運転
上記(1)のときと同様に、フォワードクラッチ62が締結状態とされ、リバースクラッチ61が開放状態とされる。

また、経路切換クラッチ9が締結状態とされる。従つて、定常走行状態にあるときには、上記ワンウェイクラッチ726がフリー状態となって、第2の経路4を経てエンジン出力が後輪へ伝達されることになる。つまり、エンジン出力は無段変速機8を経て後輪へ伝達される。そしてアクセルOFFの状態から加速状態となったときには、経路切換クラッチ9を開放することによってワンウェイクラッチ726がロック状態となり、第1の経路3を経てエンジン出力が後輪へ伝達されることになる。つまり、加速時にはトルクコンバータ5のトルク増大が活用されることになる。

【0044】以上のことまとめれば表1に示す通りになる。

【0045】

【表1】

アクセル	後退トルコン領域	前進トルク領域		無段変速機領域	
		N	前進	後退	進
リバースクラッチ61	ON	X	X	X	X
	OFF	O	O	X	O
フロアードクラッチ62	ON	X	X	X	O(ロック)
	OFF	O	X	X	O(フリー)
留置クラッチ9	ON	X	X	X	O
	OFF	O	X	O	O

○：締結 () : ワンウェイクラッチ
 ×：解放

【0046】以上の構成において、動力伝達装置1に配設された無段変速機8として、トロイダル型変速機80F, 80Rを採用してあるため、これをVベルト式無段変速機を採用したものに比べて、装置1の径寸法を小さなものとすることができます。

【0047】同様に、減速装置7として、遊星歯車機構71, 72を採用してあるために、径寸法を大きくすることなく、大きな減速比を得ることができます。

【0048】また、トロイダル型変速機80F, 80Rと遊星歯車機構71, 72とをトルクコンバータ5と同一の軸線上に配置してあるため、これらを並列に配置したのに比べて、装置1の径寸法を小さなものとすることができます。

【0049】更に、遊星歯車機構71, 72とトロイダル型変速機80F, 80Rとを、エンジン2から後輪に向けて、*50

*遊星歯車機構71, 72とトロイダル型変速機80F, 80Rの順に配置してあるため、トロイダル型変速機80F, 80Rの出力軸を利用して遊星歯車機構71, 72の出力を取り出すことができる。換言すれば、遊星歯車機構71, 72の出力軸7aにトロイダル型変速機80F, 80Rの出力ディスク800を取り付けることができるため、これらの出力の取り出しが容易なものとなる。

【0050】加えて、遊星歯車機構71, 72とトロイダル型変速機80F, 80Rとが隣接して配置してあるため、前後進クラッチ61, 62をトロイダル型変速機80Fの出力ディスク800に直接結合することが可能となり、遊星歯車機構71, 72の出力を取り出すための機構を別途設ける必要がない。

【0051】更に、トロイダル型変速機80F, 80Rを2つ並設してあるため、1つのトロイダル型変速機の容量

11

が小さなもので足り、従ってこれを1つのトロイダル型変速機としたものに比べて、装置1の径寸法を小さくすることができる。

【0052】次に図3は、本発明による車両の動力伝達装置の第2の実施例を示すスケルトン図である。本実施例は、前後進切換装置6および減速装置7の具体的構成を除いては、前述した第1の実施例と同一構成を有するので、対応部分には同一符号を付して、重複する説明は省略し、前後進切換装置6および減速装置7の具体的構成についてのみ説明する。

【0053】減速装置7は、ターピンシャフト5bと同時に配置された2つの遊星歯車機構73と74によって構成され、後段に位置する遊星歯車機構73が後退用とされ、前段に位置する遊星歯車機構74が前進用とされている。

【0054】後退用歯車機構73はダブルビニオン式とされており、そのサンギヤ730がターピンシャフト5bに結合され、ビニオン731, 732を支持するキャリア733が output軸7aに固定され、リングギヤ734はリバースブレーキ63を介してケーシング10に連結されている。

【0055】前進用歯車機構74もダブルビニオン式とされており、そのサンギヤ740がターピンシャフト5bに結合され、ビニオン741, 742を支持するキャリア743はフォワードブレーキ64を介してケーシング10に連結され、リングギヤ744はワンウェイクラッチ745を介して後退用歯車機構73のキャリア733を介してoutput軸7aに連結されている。

【0056】上記各ブレーキ63, 64は図示しない油圧回路によって、経路切換クラッチ9とともに運転状態に応じて、その結合あるいは開放が行なわれる。これらブレーキ63, 64およびクラッチ9の結合・開放と、運転状態との関係を以下に説明する。

【0057】後退

リバースブレーキ63が結合状態とされ、フォワードブレーキ64および経路切換クラッチ9は開放状態とされるから、第1の経路3が設定され、かつ後退用歯車機構73のリングギヤ734が固定される。従って、サンギヤ730から入力され、減速かつ逆回転でキャリア733に出力される。

【0058】ニュートラル(N)

クラッチ9およびブレーキ63, 64が開放される。

【0059】前進

(1) 発進から低速運転

フォワードブレーキ64が結合状態とされ、リバースブレーキ63および経路切換クラッチ9は開放状態とされるから、第1の経路3がエンジン2の出力を後輪へ伝達する状態にあり、かつ前進用歯車機構74のキャリア743が固定される。従って、サンギヤ740から入力され、減速かつ正回転でリングギヤ744から出力される。

【0060】ここで、リングギヤ744と出力軸7aとの間 50 800 トロイダル型変速機の出力ディスク

12

に介装されているワンウェイクラッチ745は、エンジン側の回転数が後輪側の回転数よりも大きいとロックされるから、リングギヤ744は後退用歯車機構73のキャリア733を介して出力軸7aに固定され、エンジン2の出力が後輪へ伝達されることになる。

【0061】なお、本実施例ではワンウェイクラッチ745がリングギヤ744とキャリア733との間に介装されているが、他の位置であってもよい。

【0062】(2) 中速から高速運転

10 上記(1)の場合と同様に、フォワードブレーキ64が締結状態とされ、リバースブレーキ63が開放状態とされるが、経路切換クラッチ9は締結状態とされる。従って、定常走行状態にあるときには、上記ワンウェイクラッチ745がフリー状態となって、エンジン2の出力が第2の経路4を経て、すなわち無段変速機8を経て後輪へ伝達されることになる。

【0063】以上の説明から明らかなように、本実施例では、装置の径寸法を小さくできるという上述した第1の実施例と同様の効果に加えて、その前後進切換装置6を構成する摩擦締結要素が、それぞれ一端をケーシング10に固定されたリバースブレーキ63およびフォワードブレーキ64から構成されているため、上記ブレーキ63, 64の締結力を発生させる油圧装置をケーシング10に固定することができ、その結果、油路の簡略化、部品点数の削減が可能となり、また摩擦締結要素の制御性も向上する利点がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の動力伝達装置における動力伝達経路を概念的に示すブロック図

【図2】本発明の第1の実施例を示すスケルトン図

【図3】本発明の第2の実施例を示すスケルトン図

【符号の説明】

- | | |
|----------|-----------|
| 1 | 動力伝達装置 |
| 2 | エンジン |
| 3 | 第1の動力伝達経路 |
| 4 | 第2の動力伝達経路 |
| 5 | トルクコンバータ |
| 5b | ターピンシャフト |
| 6 | 前後進切換装置 |
| 7 | 減速装置 |
| 8 | 無段変速機 |
| 9 | 経路切換クラッチ |
| 12 | バイパスシャフト |
| 61 | リバースクラッチ |
| 62 | フォワードクラッチ |
| 71, 73 | 後退用遊星歯車機構 |
| 72, 74 | 前進用遊星歯車機構 |
| 726, 745 | ワンウェイクラッチ |
| 80F, 80R | トロイダル型変速機 |

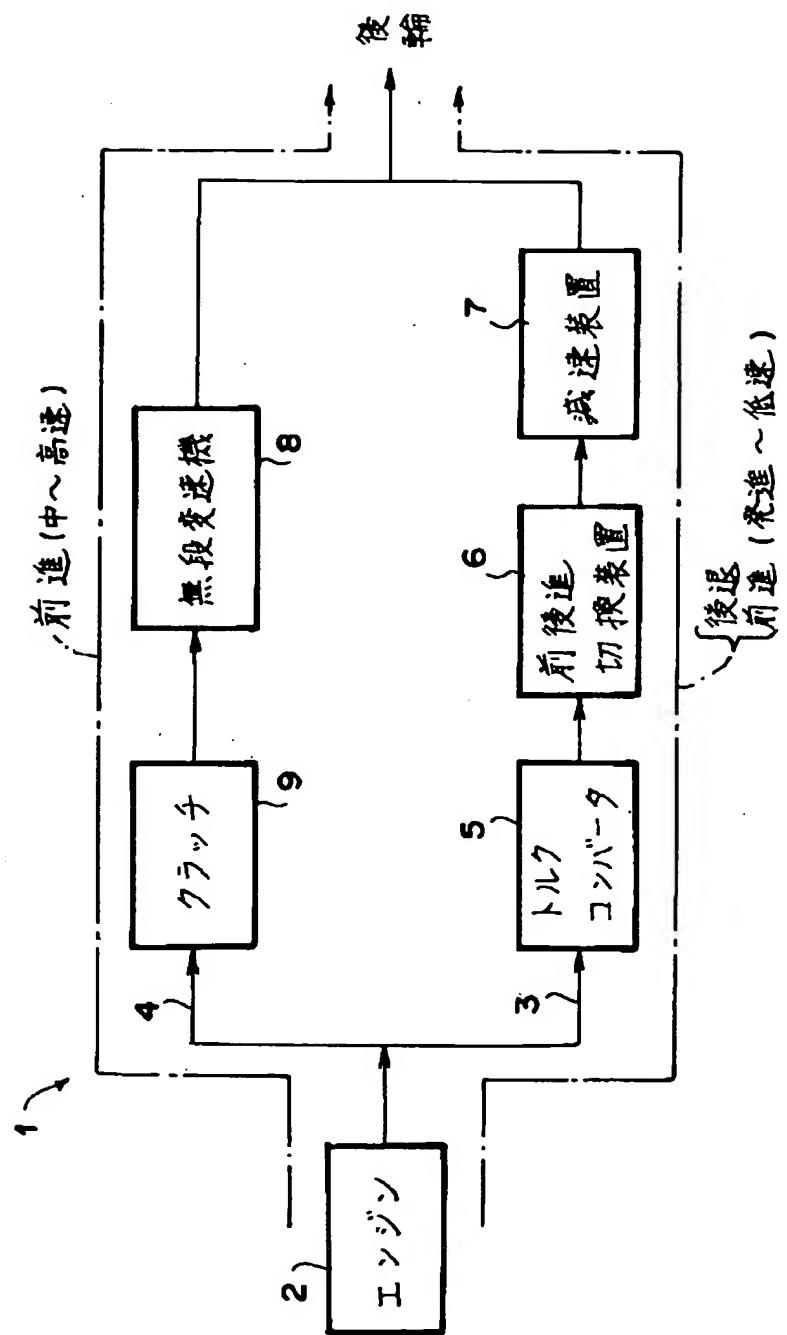
13

801 トロイダル型変速機の入力ディスク

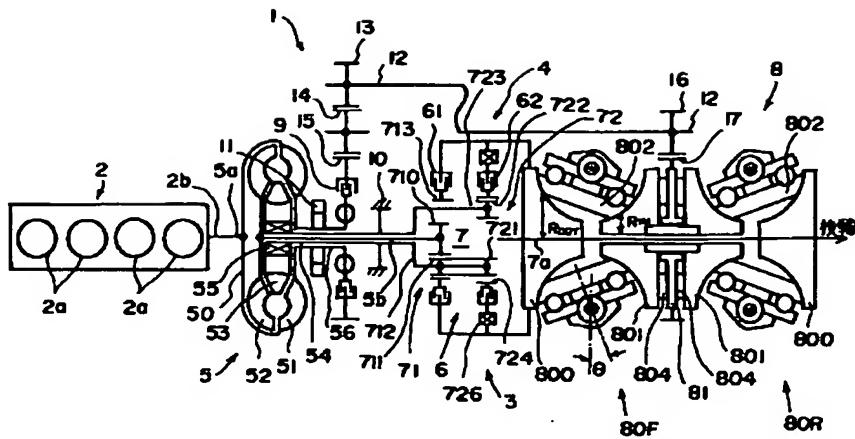
14

802 摆動ローラ

【図1】



【図2】



PAT-NO: JP405026326A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 05026326 A

TITLE: POWER TRANSMISSION FOR VEHICLE

PUBN-DATE: February 2, 1993

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

EZAKI, SEIJI

UEDA, KAZUHIKO

SADO, OSAMU

TERAUCHI, SEIJI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MAZDA MOTOR CORP	N/A

APPL-NO: JP03267446

APPL-DATE: October 16, 1991

INT-CL (IPC): F16H047/08

US-CL-CURRENT: 475/216

ABSTRACT:

PURPOSE: To compact a power transmission with its diameter dimension made small by arranging a toroidal transmission in a continuously variable transmission in a second power path in a power transmission having a torque converter as a first power path.

CONSTITUTION: A power transmission 1 has two power transmission paths 3 and 4, and the first path 3 is composed of a torque converter 5, a forward- reverse switching apparatus 6, and a reduction gear 7. A path switching clutch 9 and a continuously variable transmission are arranged in the second path 4. When high-speed driving is begun from a middle speed, a foward clutch is made an engaged condition, a reverse clutch 61 is opened, and the path switching clutch 9 is engaged. Consequently in a normal travel condition, a one-way clutch 726 is made a free condition, and engine output is transmitted from the continuously variable transmission 8 to rear wheels via the second path 4. Toroidal

transmissions 80F and 80R are adopted in the continuously variable transmission 8, allowing the diameter dimension of the power transmission 1 to be made small compared with a V belt type transmission.

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio